

This Page Is Inserted by IFW Operations
and is not a part of the Official Record

BEST AVAILABLE IMAGES

Defective images within this document are accurate representations of the original documents submitted by the applicant.

Defects in the images may include (but are not limited to):

- BLACK BORDERS
- TEXT CUT OFF AT TOP, BOTTOM OR SIDES
- FADED TEXT
- ILLEGIBLE TEXT
- SKEWED/SLANTED IMAGES
- COLORED PHOTOS
- BLACK OR VERY BLACK AND WHITE DARK PHOTOS
- GRAY SCALE DOCUMENTS

IMAGES ARE BEST AVAILABLE COPY.

**As rescanning documents *will not* correct images,
please do not report the images to the
Image Problem Mailbox.**



⑩ BUNDESREPUBLIK
DEUTSCHLAND



DEUTSCHES
PATENT- UND
MARKENAMT

⑫ **Offenlegungsschrift**
⑬ **DE 198 09 125 A 1**

⑮ Int. Cl.⁸
B 60 G 21/073
B 60 G 21/10
B 60 T 17/08

⑰ Aktenzeichen: 198 09 125.7
⑱ Anmeldetag: 4. 3. 98
⑲ Offenlegungstag: 11. 3. 99

Mit Einverständnis des Anmelders offengelegte Anmeldung gemäß § 31 Abs. 2 Ziffer 1 PatG

⑰ Anmelder:

Daimler-Benz Aktiengesellschaft, 70567 Stuttgart,
DE

⑳ Erfinder:

Dörr, Ernst-Ludwig, Dipl.-Ing., 89073 Ulm, DE

㉑ Entgegenhaltungen:

DE-OS 23 54 896
US 16 47 518

Die folgenden Angaben sind den vom Anmelder eingereichten Unterlagen entnommen

Prüfungsantrag gem. § 44 PatG ist gestellt

㉒ Radabstützung für Kraftfahrzeuge

㉓ Bei einer Radabstützung für Kraftfahrzeuge wird eine dynamische Wandabstützung dadurch erreicht, daß hydraulisch arbeitende, als Dämpfer ausgebildete Kolben-Zylinder-Einheiten bezüglich ihrer Arbeitskammern überkreuz verbunden werden, derart, daß eine weitmöglichst verlustfreie Verbindung zwischen der in der Druckstufe druckbelasteten Arbeitskammer der einen Kolben-Zylinder-Einheit und der in der Zugstufe druckbelasteten Arbeitskammer der anderen Kolben-Zylinder-Einheit gegeben ist.

DE 198 09 125 A 1

DE 198 09 125 A 1

DE 198 09 125 A 1

1

Beschreibung

Die Erfindung betrifft eine Radabstützung für ein Kraftfahrzeug gemäß dem Oberbegriff des Anspruchs 1.

Eine Radabstützung dieser Art ist aus der US 1 647 518 bekannt. Sie enthält für die einander gegenüberliegenden Räder einer Achse jeweils ein Dämpferelement, das als Kolben-Zylinder-Einheit ausgebildet ist und jeweils zwei über einen Kolben getrennte Arbeitskammern aufweist, wobei die Abstützung des Dämpferelementes einerseits über eine dem Kolben zugehörige Kolbenstange und andererseits eine dem Zylinder zugehörige Halterung erfolgt. Die Kolbenstange ist dabei nach unten also gegen den Achskörper aus dem Zylinder herausgeführt. Die Arbeitskammern der beiden einander gegenüberliegenden, einer Achse zugehörigen Kolben-Zylinder-Einheiten sind über Kreuz miteinander verbunden, wobei die jeweils von der Kolbenstange durchsetzte, erste Arbeitskammer der einen Kolben-Zylinder-Einheit mit der der Kolbenstange gegenüberliegenden, zweiten Arbeitskammer der anderen Zylindereinheit verbunden ist. Der zweiten Arbeitskammer ist ein Ausgleichsvolumen zugeordnet, das bei der bekannten Konstruktion nach Art einer ein Gaspolster bildenden Gasfeder ausgestaltet ist und durch Veränderung des Luftdrucks auf verschiedene Härten einstellbar ist. Durch die Überkreuzverbindung der Arbeitskammern der Kolben-Zylinder-Einheiten ergibt sich die Wirkung eines Stabilisators, wobei durch die drosselnde Ausbildung der in der Überkreuzverbindung vorgesehenen Leitungswege eine zusätzliche Dämpfung erreicht wird, die aus Komfortgründen angestrebt wird.

Der Erfindung liegt die Aufgabe zugrunde, eine Radabstützung der eingangs genannten Art im Hinblick auf eine dynamische Wankabstützung d. h. eine Wankabstützung im Sinne einer Verringerung der Winkelgeschwindigkeit beim Wanken zu verbessern, was erfindungsgemäß durch die Merkmale des Anspruchs 1 erreicht wird. Ansatz hierfür ist eine Ausgestaltung, bei der, ohne zusätzliche Pumpeinrichtungen, die einander gegenüberliegenden als Kolben-Zylinder-Einheiten ausgebildeten Dämpferelemente einer Achse synchron auf der einen Fahrzeugseite auf Druck und auf der anderen Fahrzeugseite auf Zug verhärtet werden, was dadurch erreicht wird, daß die Überkreuzverbindung zwischen den Arbeitskammern in Bezug auf ihre Durchströmbarkeit von der jeweils zweiten Arbeitskammer der einen Kolben-Zylinder-Einheit in Richtung auf die erste Arbeitskammer der anderen Kolben-Zylinder-Einheit im wesentlichen verlustfrei gestaltet wird. Hierdurch erfolgt in beiden Dämpferelementen quasi zeitgleich ein entsprechender, der Wankbewegung entgegenwirkender Druckaufbau, was in Verbindung mit der nahezu verlustfreien Durchströmbarkeit der Überkreuzverbindung in Richtung auf die erste Arbeitskammer und die bedingt durch die Kolbenstange unterschiedlichen freien Querschnitte der über Kreuz verbundenen Arbeitskammern dadurch erreicht wird, daß die jeweils zweite Arbeitskammer über eine Drosselverbindung mit dem Ausgleichsvolumen in Verbindung steht, die bezogen auf den ein Wankbewegung des Fahrzeuges entsprechenden Druckaufbau in Bezug auf ihren Drosselquerschnitt so abgestimmt ist daß zug- und druckseitig zunächst ein schneller Druckaufbau mit der Folge entsprechender, der Wankbewegung entgegenwirkender Stabilisierungskräfte erreicht wird, der ungeachtet der Drosselverbindung der zweiten Arbeitskammer der auf Druck belasteten Kolben-Zylinder-Einheit mit dem zugehörigen Ausgleichsvolumen bei entsprechend steifer Auslegung derselben auch dadurch aufrecht erhalten wird, daß die erste Arbeitskammer der anderen, auf Zug belasteten Kolben-Zylinder-Einheit bezüglich ihres Verdrängungsvolumens in die zweite Arbeitskammer der auf Druck

2

belasteten Kolben-Zylinder-Einheit einsteigt.

Um die Wankabstützung mit einem angestrebten Dämpfungsverhalten beim Ein- und Ausfedern zu kombinieren ist erfindungsgemäß in der Überkreuzverbindung zwischen den verschiedenen Kolben-Zylinder-Einheiten zugehörigen Arbeitskammern jeweils eine Ventilanordnung vorgesehen, die bezogen auf entgegengesetzte Durchströmungsrichtungen unterschiedliche Strömungswiderstände zur Folge hat. Entsprechend dem Grundaufbau im Hinblick auf eine gute Wankstabilisierung ist die Ventilanordnung so ausgestaltet, daß die Durchströmung von der jeweils zweiten Arbeitskammer in Richtung auf die erste Arbeitskammer der anderen Kolben-Zylinder-Einheit weitgehend verlustfrei erfolgt, während eine Durchströmung in Gegenrichtung, also von der jeweils ersten Arbeitskammer in Richtung auf die zweite Arbeitskammer der anderen Kolben-Zylinder-Einheit nur gedrosselt möglich ist, so daß das Dämpfungsverhalten beim gleichseitigen Einfedern (Druckstufe) weicher als beim gleichseitigen Ausfedern (Zugstufe) ist.

Im Hinblick auf das mit einer solchen konstruktiven Ausgestaltung einstellbare Verhältnis von Wankdämpfung zu gleichseitiger Dämpfung kann in Ausgestaltung der Erfindung dem jeweiligen Kolben ein Ventilsystem zugeordnet sein, bei dem in entgegengesetzten Strömungsrichtungen eine unterschiedlich große Drosselwirkung gegeben ist. Dies ist beispielsweise durch zwei ineinander entgegengesetzten Richtungen durchströmbare Ventile, die unterschiedliche Strömungswiderstände aufweisen, oder auch durch eine oder mehrere Drossel möglich, die in Bezug auf entgegengesetzte Durchströmung unterschiedliche Drosselwiderstände aufweisen.

In Ausgestaltung der Erfindung kann die jeweilige Dämpfung auch in Abhängigkeit von der Relativgeschwindigkeit des Kolbens gegenüber dem Zylinder der jeweiligen Kolben-Zylinder-Einheit beeinflußt werden. So ist erfindungsgemäß beispielsweise eine mit zunehmender Relativgeschwindigkeit zwischen Kolben und Zylinder degressive Wankbedämpfung dadurch möglich, daß die Kennlinien der in der Überkreuzverbindung vorgesehenen Ventilanordnungen für die einzelnen Ventile progressiv verlaufen. Das heißt, daß der Drosselwert der Ventile mit zunehmendem Volumenstrom ansteigt. Weiter ist es bei zusätzlich den Kolben zugeordneten Ventilsystemen mit im Kolben angeordneten Ventilen möglich, eine mit zunehmender Relativgeschwindigkeit der Kolben gegenüber dem Zylinder degressive Wankbedämpfung dadurch zu erreichen, daß die dem Ventilsystem zugeordneten Ventile degressive Kennlinien aufweisen, also in ihrem Drosselwert bezogen auf den jeweiligen Volumenstrom degressiv verlaufen.

Durch entsprechende wechselseitige Abstimmung lassen sich über die Kolben-Zylinder-Einheiten unterschiedliche Dämpfungscharakteristiken für das jeweilige Fahrzeug realisieren, wobei sich die jeweiligen Effekte durch Veränderung der freien Querschnitte der ersten und der zweiten Arbeitskammern in ihrem Verhältnis zueinander beeinflussen lassen. Dies ist in einfachster Weise durch Veränderung der Kolbenstangendurchmesser möglich, wobei die jeweiligen Dämpfungseffekte um so größer sind, je größer der Kolbenstangendurchmesser im Verhältnis zum Stangendurchmesser ist.

Weitere Einzelheiten und Merkmale der Erfindung ergeben sich aus den Ansprüchen. Ferner wird die Erfindung nachfolgend anhand der Zeichnungen mit weiteren Details noch näher erläutert. Es zeigen:

Fig. 1 in stark schematisierter Darstellung eine Ansicht eines Fahrzeuges in Längsrichtung, bei der der Aufbau gegenüber den einer Achse zugehörigen, unabhängig aufgehängten Rädern über Kolben-Zylinder-Einheiten ergänzend zu hier nicht dargestellten Tragfedern abgestützt ist,

DE 198 09 125 A 1

3

Fig. 2 eine isolierte Darstellung der den Rädern einer Achse zugeordneten Kolben-Zylinder-Einheiten, wobei deren Arbeitskammern überkreuz miteinander verbunden sind,

Fig. 3 eine der Fig. 2 entsprechende Darstellung, bei der zusätzlich zu der Überkreuzverbindung der Arbeitskammern der beiden Kolben-Zylinder-Einheiten die Arbeitskammern jeder Kolben-Zylinder-Einheit untereinander über ein dem Kolben zugeordnetes Ventilsystem verbunden sind,

Fig. 4 Drosselwert-Kennlinien-Verläufe für Ventilanordnungen, wie sie in den Überkreuzverbindungen der Kolben-Zylinder-Einheiten gemäß Fig. 3 vorgesehen sind, und

Fig. 5 Drosselwert-Kennlinien-Verläufe für Ventilsysteme, wie sie in der Darstellung gemäß Fig. 3 in den Kolben beider Kolben-Zylinder-Einheiten vorgesehen sind.

Das in Fig. 1 in Längsansicht stark schematisiert und vereinfacht dargestellte, bevorzugt mehrachsige Fahrzeug 1 weist einen Aufbau 2 auf, der in Verbindung mit einer Achse 3 gezeigt ist, die zwei gegenüberliegenden Seiten des Fahrzeuges zugehörige, unabhängig aufgehängte Räder 4 und 5 umfaßt, die jeweils über in Längsrichtung verlaufende Lenker 6, 7 am Aufbau 2 schwenkbar angelenkt sind, welche über hier nicht dargestellte Tragfedern sowie als Kolben-Zylinder-Einheiten 8, 9 ausgebildete hydraulische Dämpfer gegenüber dem Aufbau 2 abgestützt sind. Entsprechend der stark vereinfachten schematisierten Darstellung ist auf die Darstellung weiterer Einzelheiten in Fig. 1 verzichtet.

Fig. 2 beschränkt sich auf die isolierte Darstellung der Kolben-Zylinder-Einheiten 8, 9 gemäß Fig. 1, wobei diese Kolben-Zylinder-Einheiten 8, 9 bezüglich ihrer Arbeitskammern 10, 11 und 12, 13 überkreuz miteinander verbunden sind und diese Überkreuzverbindung durch Leitungen 14, 15 schematisiert veranschaulicht ist.

Die Arbeitskammern 10, 11 sind über einen Kolben 16 voneinander getrennt, dessen Kolbenstange 17 in Richtung auf den Aufbau 2, also nach oben aus dem Zylinder 18 herausgeführt ist. Für die Kolben-Zylinder-Einheit 9 ist ein entsprechender Aufbau gegeben und es ist der Kolben mit 19, die Kolbenstange mit 20 und der Zylinder mit 21 bezeichnet.

Der Zylinder 18 bzw. 21 ist in der Schemadarstellung gemäß Fig. 2 doppelwandig dargestellt und umfaßt dadurch ein Ausgleichsvolumen 22 bzw. 23, wobei dieses Ausgleichsvolumen auch in anderer Weise vorgesehen sein könnte. Das Ausgleichsvolumen 22 bzw. 23 ist erforderlich, da die Arbeitskammern 10, 11 und 12, 13 aufgrund der einseitig zum Kolben 16, 19 vorgesehenen Kolbenstange 17, 20 unterschiedlich große freie Querschnittsflächen aufweisen, die einen entsprechenden Volumenausgleich bei Bewegungen der Kolben 16, 19 gegenüber den Zylindern 18, 21 die an den Lenkern 6, 7 angelenkt sind, erforderlich machen.

Von den Arbeitskammern sind in der nachfolgenden Erläuterung die jeweils von den aufbauseitig angelenkten Kolbenstangen 17 bzw. 20 durchsetzten Arbeitskammern 10 bzw. 12 als erste Arbeitskammern bezeichnet, während die diesen gegenüberliegenden und über die Kolben 16 bzw. 19 von diesen getrennten Arbeitskammern 11, 13 als zweite Arbeitskammern bezeichnet sind. Die jeweils zweiten Arbeitskammern 11, 13 stehen über bodenseitig vorgesehene Ventilverbindungen, die jeweils insgesamt mit 24 bzw. 25 bezeichnet sind, mit den Ausgleichsvolumina 22 bzw. 23 in Verbindung.

Die Ventilverbindungen 24, 25 sind symbolisch im Ausführungsbeispiel jeweils durch zwei Ventile veranschaulicht, die mit 26 und 27 bzw. 28 und 29 bezeichnet sind und die derart ausgebildet sind, daß sich in einander entgegengesetzten Durchströmungsrichtungen unterschiedliche Drosselwiderstände ergeben. Wie die symbolischen Darstellungen zeigen sind dabei die Ventile 26 und 28 so gestaltet, daß

4

eine verhältnismäßig drosselfreie Durchströmung vom jeweiligen Ausgleichsvolumen 22 bzw. 23 zur jeweils zweiten Arbeitskammer 11 bzw. 13 gegeben ist, eine Durchströmung in Gegenrichtung, z. B. durch Ausbildung als Rückschlagventil aber verhindert wird. Die Ventile 27 und 29 sind durch Drosseln oder in Gegenrichtung sperrende Drosselventile ausgebildet.

In den Leitungen 14, 15 der Überkreuzverbindung zwischen den Kolben-Zylinder-Einheiten 8 und 9 ist jeweils eine Ventilanordnung 30 bzw. 31 vorgesehen, symbolisiert ebenfalls durch jeweils zwei Ventile 32, 33 und 34, 35, durch die sich in entgegengesetzten Durchströmungsrichtungen unterschiedliche Durchströmungswiderstände ergeben. Symbolisiert wird dies dadurch, daß die Ventile 32 und 34 einen relativ großen freien Querschnitt aufweisen und damit eine möglichst drosselfreie Durchströmung von dem jeweils zweiten Arbeitskammer 11 bzw. 13 zu jeweils ersten Arbeitskammer 10 bzw. 12 ermöglichen, aber in Gegenrichtung sperren. Die Ventile 33 und 35 sind demgegenüber drosselnd ausgebildet, und durch Drosseln oder Drosselventile gebildet, wobei diese entgegen ihrer Durchströmungsrichtung von der jeweils ersten Arbeitskammer 10 bzw. 12 zu jeweils zweiten Arbeitskammer 13 bzw. 11 sperrend ausgebildet sein können, beispielsweise durch die Ausgestaltung als Rückschlagventile.

Die vorstehend anhand der Fig. 2 erläuterte Grundanordnung ermöglicht eine effektive Abstützung des Aufbaus gegen Wanken, wobei die erreichte dynamische Wandabstützung, durch die eine Wankfrequenz in der Größenordnung von etwa 1 sec ermöglicht wird, ohne zusätzlichen Energieeinsatz verwirklicht wird. Bezogen auf Fig. 2 und eine gedachte Rechtskurve werden die Kolben-Zylinder-Einheiten 8 und 9 entgegengesetzt beaufschlagt, nämlich die linksseitige Kolben-Zylinder-Einheit 8 auf Druck, und die rechtsseitige Kolben-Zylinder-Einheit 9 auf Zug. Es arbeitet also die Kolben-Zylinder-Einheit 8 in ihrer Druckstufe, während die Kolben-Zylinder-Einheit 9 in der Zugstufe arbeitet. Entsprechend ergibt sich in der zweiten Arbeitskammer 11 der Kolben-Zylinder-Einheit 8 und in der ersten Arbeitskammer 12 der Kolben-Zylinder-Einheit 9 eine Druckbelastung, wobei der sich kurvenaußenseitig aufbauende höhere Arbeitsdruck durch die weitgehend drosselfreie, durch die Leitung 14 hergestellte Verbindung auch unmittelbar auf den Kolben 19 der in der Zugstufe arbeitenden Kolben-Zylinder-Einheit 9 auswirkt und dadurch eine dem Neigen des Aufbaues 2 nach der Kurvenaußenseite entgegenwirkende Kraft erzeugt. In Verbindung mit einer starken Bedrosselung der Verbindung der zweiten Arbeitskammer 11 der kurvenaußenseitigen Kolben-Zylinder-Einheit 8 zum Ausgleichsvolumen 22, die durch die Drossel 27 gebildet wird, ist aber nicht nur in der zweiten Arbeitskammer 11 ein entsprechend hoher Druckaufbau gegeben, durch den die angestrebte dynamische Wankabstützung sichergestellt wird, sondern es wird diese Wankabstützung mit entsprechendem Druckaufbau trotz der Drosselverbindung zum Ausgleichsvolumen 22 auch für eine gewisse Zeit dadurch aufrecht erhalten, da aus der Arbeitskammer 1 der in der Zugstufe arbeitenden Kolben-Zylinder-Einheit 9 verdrängtes Volumen über die Leitung 14 der Arbeitskammer 2 zugeführt wird, so daß bei Wankbewegungen ein größerer Volumenstrom an der Drossel 27 ansetzt als beispielsweise bei einseitigen Federbewegungen, mit der Folge einer stärkeren Bodämpfung bzw. des Aufbaus höherer Stabilisierungskräfte bei Wankbewegungen als einseitigen Federbewegungen, zumal bei einseitigen Federbewegungen durch die Überkreuzschaltung auch die Drosselventile 27 und 29 beider Kolben-Zylinder-Einheiten 8 und 9 beaufschlagt sind.

DE 198 09 125 A 1

5

Im Hinblick auf eine möglichst verlustfreie Durchströmbarkeit der Überkreuzverbindung, die durch die Leitungen 14 und 15 sowie die in diesen liegenden Ventilanordnungen 31 und 33 gebildet ist, sind die Leitungsquerschnitte sowie auch die Überströmquerschnitte der Ventilanordnungen 30 und 31, die durch die Ventile 32 und 34 in Bezug auf eine Durchströmung in Richtung auf die jeweils erste Arbeitskammer 10 bzw. 12 gegeben sind, möglichst groß gewählt, so daß sich bezogen auf ein Dämpfersystem für einen mittelschweren Personenkraftwagen ein Leitungsdurchmesser in der Größenordnung von 10 mm ergibt, entsprechend etwa dem 3- bis 4fachen Durchmesser der Kolben 16, 19.

Bei einer Ausgestaltung gemäß Fig. 3, die gegenüber der Ausgestaltung gemäß Fig. 2 durch die Anordnung von Ventilsystemen 36, 37 in den Kolben 16 und 19 ergänzt ist, finden für die übereinstimmenden Teile gleiche Bezugszeichen Verwendung. Desweiteren ist auch die Grundfunktion entsprechend jener, wie sie anhand der Fig. 2 erläutert wurde.

Die Ventilsysteme 36 und 37 bestehen in der symbolischen Darstellung jeweils aus zwei Ventilen, nämlich Ventilen 38 und 39 für das Ventilsystem 36 und Ventilen 40 und 41 für das Ventilsystem 37. Die Ventile 38 und 40 sind dabei in Richtung auf die Überströmung von der jeweils zweiten Arbeitskammer 11 bzw. 13 auf die jeweils erste Arbeitskammer 10 bzw. 12 geöffnet, und bevorzugt als in Gegenrichtung sperrende Rückschlagventile ausgebildet, während die Ventile 39 und 41 die Durchströmung von der jeweils ersten Arbeitskammer 10 bzw. 12 in Richtung auf die jeweils zweite Arbeitskammer 11 bzw. 13 freigeben, und bevorzugt in Gegenrichtung sperrten. Die Auslegung ist so getroffen, daß die in der Zugrichtung durchströmbarsten Ventile 39 und 41 bevorzugt stärker drosseln als die in Gegenrichtung durchströmbarsten Ventile 38 und 40, so daß sich in Zugrichtung eine um das etwa 3fache härtere Dämpfung als in Druckrichtung ergibt.

Durch die zusätzliche Verwendung von Ventilsystemen 36 und 37 ergibt sich die Möglichkeit, das Verhältnis der Wankdämpfung zur gleichseitigen Dämpfung zu beeinflussen. Soll dieses Verhältnis von Wankdämpfung zu gleichseitiger Dämpfung bei konstanter gleichseitiger Dämpfung kleiner werden, so ist dies durch die gegenüber der Ausgestaltung gemäß Fig. 2 um die Ventilsysteme 36 und 37 ergänzte Ausgestaltung gemäß Fig. 3 möglich. Je kleiner die Drosselwirkung der Ventile der Ventilsysteme 36 und 37 ist, um so weiter muß die Drosselwirkung der Ventilanordnungen 30 und 31 angehoben werden, um die gleichseitige Dämpfung zu erhalten.

Desweiteren bietet das Zusammenspiel der Ventilsysteme 36 und 37 mit den Ventilanordnungen 30 und 31 die Möglichkeit, die Wankdämpfung in Abhängigkeit von der Relativgeschwindigkeit der Kolben 16 bzw. 19 gegenüber den Zylindern 22, 23 zu beeinflussen.

In Fig. 4 ist der Drosselwert DW über dem Volumenstrom VS für die Ventile 32 und 34 durch die Kennlinie 42 und die Ventile 33 und 35 durch die Kennlinie 43 dargestellt, wobei beide Kennlinien progressiv verlaufen und entsprechend der in der Grundauslegung möglichst verlustfreien Durchströmung über die Ventile 33 und 35 der Drosselwert DW für diese Ventile (Kennlinie 43) kleiner ist als für die Ventile 32, 34 (Kennlinie 42).

In entsprechender Weise ist in Fig. 5 für die Ventile 38 und 40 sowie 39 und 41 der Ventilsysteme 36 und 37 der Drosselwert DW über dem Volumenstrom VS aufgetragen, wobei die Kennlinie der Ventile 38 und 40 mit 44 und für die Ventile 39 und 41 mit 45

bezeichnet ist. Entsprechend den vorstehenden Darlegungen ist, dabei die über die Kennlinien 44 und 45 veranschaulichte Grundauslegung der Ventile derart, daß die Ventile 38

6

und 39 einen kleineren Drosselwert aufweisen als die Ventile 39 und 41.

Wird nun eine degressive Wankdämpfung mit zunehmender Relativgeschwindigkeit der Kolben 16, 19 gegenüber den Zylindern 22, 23 angestrebt, so ist dies bei einem prinzipiell progressiven Verlauf der Drosselwerte DW für die Ventile 32, 34 und 33, 35 über dem Volumenstrom VS, wie dies durch die Kennlinien 42 und 43 veranschaulicht ist, möglich, und zwar in Verbindung mit einem über dem Volumenstrom VS degressiven Verlauf der Drosselwerte für die Ventile 38, 40 und 39, 41 der Ventilsysteme 36, 37, wobei Fig. 5 mit den Kennlinien 44 und 45 einen solchen degressiven Verlauf der Drosselwerte DW über dem Volumenstrom VS beispielhaft veranschaulicht.

In Umkehrung einer solchen Auslegung ist es im Rahmen der Erfindung möglich, bei degressivem Verlauf der Kennlinien der Drosselwerte DW der Ventilanordnungen 30 und 31 und progressivem Verlauf der Drosselwerte DW der Ventilsysteme 36 und 37 die Wankdämpfung mit zunehmender Relativgeschwindigkeit zwischen den Kolben 16 und 19 und den Zylindern 22 und 23 progressiv zu gestalten.

Die Erfindung ermöglicht somit ausgehend von einer Grundanordnung, die eine gute dynamische Wankabstützung ermöglicht, Ausgestaltungen, die sowohl unter Sicherheits- wie auch unter Komfortaspekten eine zweckmäßige Anpassung an das jeweilige Fahrzeugkonzept sowie auch dessen Federauslegung ermöglichen. In diesem Zusammenhang kann es ausreichend sein, lediglich eine der Achsen des Fahrzeuges mit einer Radabstützung gemäß der Erfindung auszustatten, oder mehrere Achsen und in Anpassung an das Fahrzeugkonzept und/oder dessen Federauslegung bei Ausstattung beider oder mehrerer Achsen des Fahrzeuges mit einer erfindungsgemäßen Radabstützung für die einzelnen Achsen die entsprechende Dämpfungsauslegung gleich oder unterschiedlich vorzunehmen.

Die Erfindung gibt damit bei geringem baulichen Aufwand und insbesondere ohne zusätzlichen Leistungsbedarf die Möglichkeit, in sehr vorteilhafter Weise eine sehr wirksame Wankabstützung in ein komfortables Federsystem zu integrieren.

In baulicher Hinsicht kann eine erfindungsgemäße Radabstützung weitgehend unter Rückgriff auf Kolben-Zylinder-Einheiten gestaltet werden, wie sie in ihrem prinzipiellen Aufbau als Zwei-Rohr-Dämpfer bekannt sind.

Die vorstehend geschilderte erfindungsgemäße Lösung läßt sich in Weiterbildung der Erfindung zu einem aktiven System ausgestalten, indem die die Überkreuzverbindung bildenden Leitungen zusätzlich untereinander verbunden und in dieser Verbindung eine in ihrer Förderrichtung umkehrbare Pumpe angeordnet wird, derart, daß das aus den über die eine Leitung verbundenen Arbeitskammern entnommene Medium in die über die andere Leitung verbundenen Arbeitskammern gefördert wird. Um bei einem solchen System, bei dem die die Pumpe enthaltende Querverbindung bei nicht arbeitender Pumpe gesperrt ist und das daher wie anhand der Figuren beschrieben arbeitet, den notwendigen Ausgleich und Kreislauf sicherzustellen, wird zusätzlich eine Verbindung zwischen den Ausgleichsvolumina der beiden über die Überkreuzverbindung aneinander angeschlossenen Kolben-Zylinder-Einheiten vorgesehen. Um bei einer solchen Weiterbildung Drosselverluste weitmöglichst zu vermeiden, erweist es sich als zweckmäßig druckseitig jeweils zwischen Ventilanordnung und zugeordneter zweiter Arbeitskammer einzuspeisen und saugseitig jeweils zwischen Ventilanordnung und zugeordneter erster Arbeitskammer anzuzugeln, so daß jeweils zu beiden der jeweiligen Leitungen der Überkreuzverbindung zugeordneten Arbeitskammern - sowohl in Saug- wie auch im Druckbetrieb

DE 198 09 125 A 1

7

- eine weitgehend ungedrosselte Verbindung gegeben ist. Insbesondere mit einer durch Umkehrung der Drehrichtung in ihrer Förderichtung unkehrbaren Pumpe, bei der entsprechend der Umkehrung der Drehrichtung auch die Anschlüsse in ihrer Funktion von Druck- auf Sauganschluß und umgekehrt wechseln, läßt sich dies durch gegabelte Anschlußleitungen zwischen Pumpe und jeweiliger Leitung der Überkreuzverbindung und in die Anschlußleitung integriertem Umschaltventil in einfacher Weise erreichen.

Patentansprüche

1. Radabstützung für Kraftfahrzeuge mit wenigstens zwei einer Achse zugehörigen, gegenüberliegenden Fahrzeugseiten zugeordneten Rädern, in deren Abstützung gegenüber dem Fahrzeugaufbau jeweils ein Dämpferelement vorgesehen ist, das als Kolben-Zylinder-Einheit mit zwei über den Kolben getrennten Arbeitskammern über eine dem Kolben zugehörige Kolbenstange einerseits und eine dem Zylinder zugehörige Halterung andererseits abgestützt ist, wobei die Arbeitskammern beider Kolben-Zylinder-Einheiten über Kreuz aneinander angeschlossen sind und der der jeweiligen kolbenstangenseitigen, ersten Arbeitskammer gegenüberliegenden zweiten Arbeitskammer ein Ausgleichsvolumen zugeordnet ist, dadurch gekennzeichnet, daß bei im wesentlichen verlustfreier Durchströmbarkeit der Überkreuzverbindung (Leitungen 14, 15) zwischen den Arbeitskammern (10, 13; 11, 12) von den jeweils zweiten Arbeitskammern (10, 12) zwischen den auf die ersten Arbeitskammern (11, 13) in Richtung auf die ersten Arbeitskammern (11, 13) und dem jeweils zugehörigen Ausgleichsvolumen (22, 23) strömungsrichtungsabhängig arbeitende Ventile (Ventilverbindung 24, 25) vorgesehen sind, die bei Arbeiten der jeweiligen Kolben-Zylinder-Einheit (8 bzw. 9) in der Druckstufe - Einfahren des Kolbens - in Strömungsrichtung auf das Ausgleichsvolumen drosseln und die bezogen auf Wankbewegungen des Fahrzeuges (1) zusätzlich zu dem aus der Druckbelastung der zweiten Arbeitskammer (11 bzw. 13) resultierenden Volumenstrom der in der Druckstufe arbeitenden Kolben-Zylinder-Einheit (8 bzw. 9) durch den Volumenstrom beaufschlagt sind, der aus der Druckbeaufschlagung der ersten Arbeitskammer (12 bzw. 10) der in der Zugstufe - Ausfahren des Kolbens - arbeitenden anderen Kolben-Zylinder-Einheit (9 bzw. 8) resultiert.

2. Radabstützung nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß die Kolbenstangen (17, 20) nach oben aus den Zylindern (18, 21) herausgeführt sind und sich gegen den Aufbau (2) erstrecken.

3. Radabstützung nach Anspruch 1 oder 2, dadurch gekennzeichnet, daß die jeweils zwischen zweiter Arbeitskammer (11, 13) und Ausgleichsvolumen (22, 23) strömungsrichtungsabhängig arbeitenden Ventile (26, 28) in Strömungsrichtung auf die zweite Arbeitskammer (11, 13) nahezu verlustfrei durchströmbar sind.

4. Radabstützung nach Anspruch 3, dadurch gekennzeichnet, daß als vom Ausgleichsvolumen (22, 23) in Richtung auf die zweite Arbeitskammer (11, 13) nahezu verlustfrei durchströmbares Ventil (26, 28) ein in Gegenrichtung sperrendes Ventil, insbesondere ein Rückschlagventil vorgesehen ist.

5. Radabstützung nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß in der Überkreuzverbindung (Leitungen 14, 15) zwischen den verschiedenen Kolben-Zylinder-Einheiten (8 bzw. 9) zugehörigen Arbeitskammern (10, 13 bzw. 11, 12) jeweils

8

eine Ventilanordnung (30, 31) vorgesehen ist, die bezogen auf die Zugstufe einer Kolben-Zylinder-Einheit (8 bzw. 9) mit Durchströmung von der jeweils ersten Arbeitskammer (11 bzw. 13) dieser Kolben-Zylinder-Einheit (8 bzw. 9) in Richtung auf die zweite Arbeitskammer (12 bzw. 10) der anderen Kolben-Zylinder-Einheit (9 bzw. 8) drosselnd arbeitet.

6. Radabstützung nach Anspruch 5, dadurch gekennzeichnet, daß die Ventilanordnung (30, 31) bezogen auf die Druckstufe einer Kolben-Zylinder-Einheit (8 bzw. 9) mit Durchströmung von der jeweils zweiten Arbeitskammer (11 bzw. 13) dieser Kolben-Zylinder-Einheit (8 bzw. 9) in Richtung auf die jeweils erste Arbeitskammer (12 bzw. 10) der anderen Kolben-Zylinder-Einheit (9 bzw. 8) ein nahezu verlustfrei durchströmbares, insbesondere in Gegenrichtung sperrendes Ventil (32 bzw. 34), insbesondere ein Rückschlagventil aufweist.

7. Radabstützung nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß dem Kolben (16 bzw. 19) einer Kolben-Zylinder-Einheit (8 bzw. 9) jeweils ein Ventilsystem (36 bzw. 37) zugeordnet ist, das bezogen auf entgegengesetzte Durchströmungsrichtungen unterschiedlich drosselnd arbeitet.

8. Radabstützung nach Anspruch 7, dadurch gekennzeichnet, daß das Ventilsystem (36 bzw. 37) in der Zugstufe einer Kolben-Zylinder-Einheit (8 bzw. 9) mit Durchströmung von der ersten Arbeitskammer (10 bzw. 12) in Richtung auf die zweite Arbeitskammer (11 bzw. 13) drosselnd arbeitet.

9. Radabstützung nach Anspruch 7 oder 8, dadurch gekennzeichnet, daß das Ventilsystem (36 bzw. 37) in der Druckstufe einer Kolben-Zylinder-Einheit (8 bzw. 9) mit Durchströmung von der zweiten Arbeitskammer (11 bzw. 13) in Richtung auf die erste Arbeitskammer (10 bzw. 12) einen kleineren Drosselwiderstand aufweist als in der Zugstufe mit entgegengesetzter Durchströmung.

10. Radabstützung nach Anspruch 9, dadurch gekennzeichnet, daß das Ventilsystem (36 bzw. 37) in der Druckstufe nahezu ungedrosselt durchströmbar ist.

11. Radabstützung nach einem der Ansprüche 7 bis 10, dadurch gekennzeichnet, daß das Ventilsystem (36 bzw. 37) zumindest zwei Ventile (38, 39 bzw. 40, 41) umfaßt.

12. Radabstützung nach Anspruch 11, dadurch gekennzeichnet, daß von den beiden Ventilen (38, 39 bzw. 40, 41) des Ventilsystemes (36 bzw. 37) ein Ventil (38 bzw. 40) als lediglich in Richtung auf die erste Arbeitskammer (10 bzw. 12) durchströmbar ausgebildet ist.

13. Radabstützung nach Anspruch 11 oder 12, dadurch gekennzeichnet, daß von den beiden Ventilen (38, 39 bzw. 40, 41) des Ventilsystemes (36 bzw. 37) ein Ventil (39 bzw. 41) als zumindest in Richtung auf die zweite Arbeitskammer (11 bzw. 13) durchströmbares Drossel ausgebildet ist.

14. Radabstützung nach Anspruch 13, dadurch gekennzeichnet, daß das in Richtung auf die zweite Arbeitskammer (11 bzw. 13) durchströmbare Ventil (39 bzw. 41) in Gegenrichtung sperrt.

15. Radabstützung nach einem der Ansprüche 7 bis 14, dadurch gekennzeichnet, daß das Ventilsystem (36 bzw. 37) und/oder die Ventilanordnung (30 bzw. 31) strömungsrichtungsabhängig einen von der Größe des Volumenstromes abhängigen Drosselwert aufweist.

16. Radabstützung nach Anspruch 15, dadurch gekennzeichnet, daß die Ventile (38, 39 bzw. 40, 41) des

DE 198 09 125 A 1

9

10

Ventilsystemes (36 bzw. 37) einen bei steigendem Volumenstrom degressiv verlaufenden Drosselwert aufweisen.

17. Radabstützung nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß die Ventile (32, 33 bzw. 34, 35) der Ventilanordnung (30 bzw. 31) einen bei steigendem Volumenstrom progressiv verlaufenden Drosselwert aufweisen.

18. Radabstützung nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß das Verhältnis von Wankdämpfung zu gleichseitiger Dämpfung durch Abstimmung der Drosselwerte der Ventile des Ventilsystemes (36 bzw. 37) und der Ventilanordnung (30 bzw. 31) einstellbar ist.

19. Radabstützung nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß die Wankdämpfung in Abhängigkeit von der Relativgeschwindigkeit der Kolben-Zylinder-Einheiten (8 bzw. 9) veränderbar ist.

20. Radabstützung nach Anspruch 19, dadurch gekennzeichnet, daß eine mit zunehmender Relativgeschwindigkeit zwischen Kolben (16 bzw. 19) und Zylinder (18 bzw. 21) einer Kolben-Zylinder-Einheit (8 bzw. 9) degressive Wankdämpfung dadurch einstellbar ist, daß bei wachsendem Volumenstrom (VS) die Ventile der in der Überkreuzverbindung liegenden Ventilanordnung (30 bzw. 31) über dem Volumenstrom (VS) einen progressiv verlaufenden Drosselwert (DW) und die Ventile des Ventilsystemes (36 bzw. 37) einen degressiv verlaufenden Drosselwert (DW) aufweisen.

21. Radabstützung nach Anspruch 18, dadurch gekennzeichnet, daß das Verhältnis von Wankdämpfung zu gleichseitiger Dämpfung bei konstanter gleichseitiger Dämpfung dadurch einstellbar ist, daß bei Verringerung der Drosselwerte (DW) des Ventilsystemes (36 bzw. 37) die Drosselwerte (DW) der in der Überkreuzverbindung liegenden Ventilanordnung (30 bzw. 31) vergrößert werden.

Hierzu 2 Seite(n) Zeichnungen

40

45

50

55

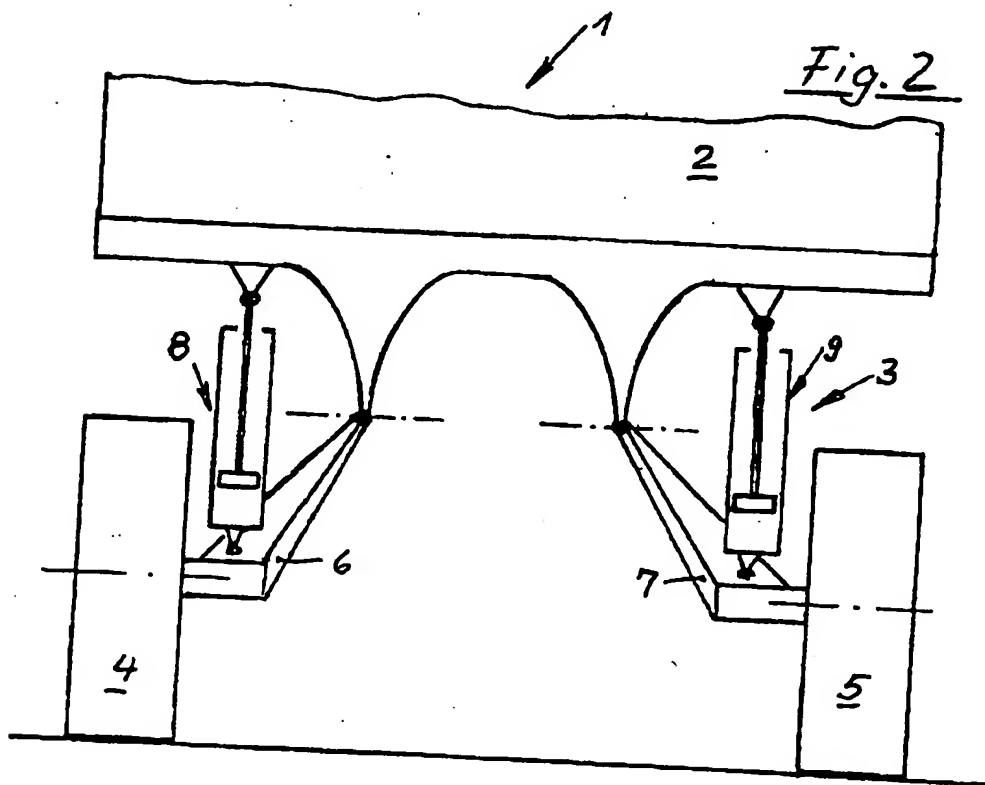
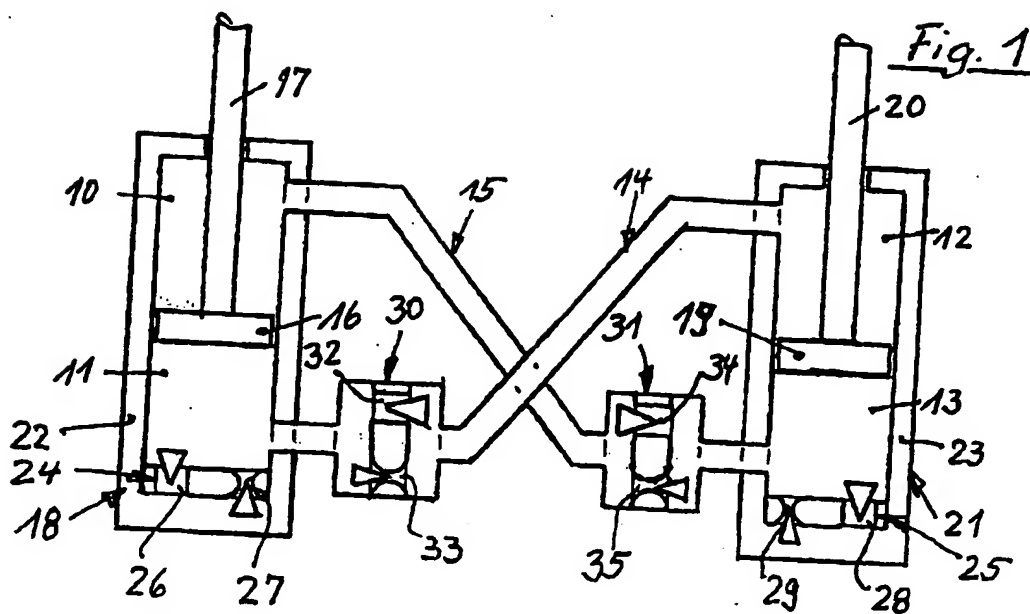
60

65

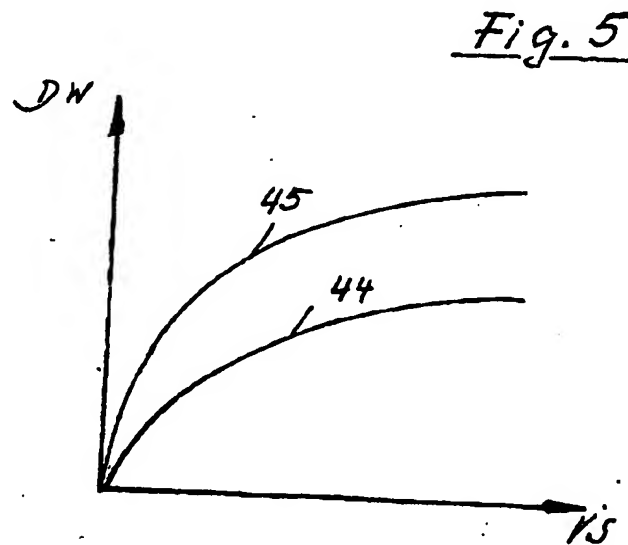
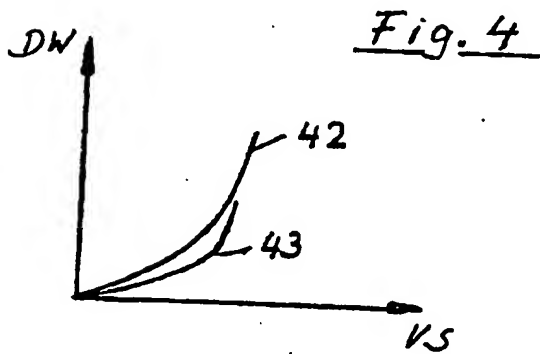
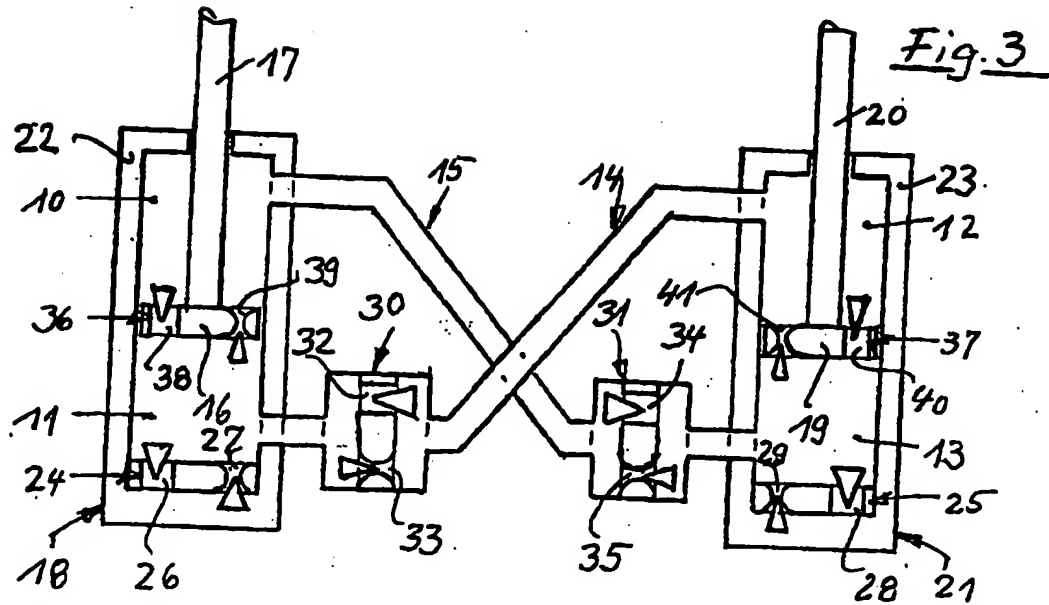
ZEICHNUNGEN SEITE 1

Nummer:
Int. Cl. 6:
Offenlegungstag:

DE 198 09 125 A1
B 60 G 21/073
11. März 1999



ZEICHNUNGEN SEITE 2

Nummer:
Int. Cl. 6:
Offenlegungstag:DE 183 09 125 A1
B 60 G 21/073
11. März 1999

Disclosure Document
DE 39 39 754 A1 F 02 B 37 / 12
Federal Republic of Germany
German Patent Office

File number: 198 09 125.7

Date of Registry: 3/4/98

Date of Publication: 3/11/99

In agreement with the registrant this registration is published according to paragraph 31, section 2, number 1 PatG

Registrant:
Daimler-Benz Inc. 70567 Stuttgart, DE

Inventor:
Dörr, Ernst-Ludwig, reg Engr. 89073 Ulm, DE

Patents cited in opposition:

DE-OS 23 54 896

US 16 47 518

The following statements have been extracted from the documents supplied by the registrant:

Application for review made according to paragraph 44 PatG

Wheel suspension for motor vehicles

In a wheel suspension for motor vehicles dynamic sway support is attained by means of piston-cylinder units acting as hydraulic dampers. The working chambers of these piston-cylinder units are connected crosswise in such a way that an almost loss free connection is attained between the charged work chamber of one piston-cylinder unit during its push phase, and the charged work chamber of the other piston-cylinder unit during its pull phase.

[Page 2 column 1]

Description

The invention concerns a wheel suspension for a motor vehicle according to the introductory clause of claim 1.

A wheel suspension of this kind is known from US 1 647 518. It consists of one damper element each for the opposite wheels of an axle. This element is configured as a piston-cylinder unit with two work chambers each, separated by a piston. The damper element is supported by the piston rod which is part of the piston, as well as by a mounting device attached to the cylinder. The piston rod extends downward from the cylinder towards the axle body. The work chambers of the two opposite piston-cylinder units of each axle are connected crosswise, and each first work chamber, through which the piston rod of the one cylinder-piston unit passes, is connected with the second work chamber which belongs to the other cylinder unit and is located opposite the piston rod.

[Page 2 column 1 contd.]

In the second work chamber, an equalization volume is provided which - in the known construction - is configured like a gas shock absorber forming a gas spring, and which may be tuned for various hardnesses by changing the air pressure. The work chambers of the piston-cylinder units being connected crosswise results in a stabilizing effect. It generates additional damping - which is desirable for increased comfort - by a flow restricting orifice configuration in the cross connected lines.

The task of the invention, therefore, lies in improving a wheel suspension of the above described kind with regard to dynamic sway stabilization that reduces angular velocity during vehicle sway. This is achieved by this invention by means of the characteristics of claim 1. The approach to this is a configuration requiring no additional pump devices, in which each axle's damping elements consisting of the piston-cylinder units located opposite each other, are adjusted for hardness from push on one vehicle side and to pull on the other side of the vehicle simultaneously. This effect is attained through a virtually loss-free cross-over connection between the work chambers as regards the flow from each of the second work chambers of one piston-cylinder unit in the direction of the first work chamber of the piston-cylinder unit. This results in a quasi simultaneous pressure increase that counter balances sway movement in both corresponding damping elements. This is achieved by the almost loss free flow in the cross-over connection in the direction of the first work chamber, by the variable free cross sections of the crosswise connected work chambers resulting from the piston rod, and by the fact that each second work chamber is connected with the equalizing volume through a flow restricting orifice. This orifice is designed so that its cross section reacts to sway movements of the vehicle and their respective pressure increases by providing a rapid pressure increase in the pull and push phases to counteract the corresponding sway movements with appropriate stabilizing forces. When tuned to sufficient hardness, this pressure increase is maintained despite the flow restricter connections of the second work chamber of the push charged piston-cylinder unit and its equalizing volume, by the fact that the first work chamber of the other, pull charged piston-cylinder unit feeds its displacement volume into the second work chamber of the push charged piston-cylinder unit.

[Page 2 column 2]

In order to combine the sway support with the desired damping conditions during spring compression and spring release, the invention provides for one valve arrangement each in the cross-over connection between the work chambers belonging to the different piston-cylinder-units, which results in different flow resistances in the reverse flow.

Corresponding to the basic design and in order to provide good sway stabilization, this valve arrangement is configured in a way that the flow from each second work chamber in the direction of the first work chamber of the other

[Page 2 column 2 contd.]

piston-cylinder-unit occurs virtually loss free, while a reverse flow, i.e., from each of the first work chambers in the direction of the second work chamber of the other piston-cylinder unit, is possible only with flow restriction, so that the damping characteristics of same-side spring compression (pressure stage) are softer than the damping characteristics of same-side spring release (release stage).

As regards such adjustable design provisions for sway and same-side damping, a construction configuration of the invention could provide a valve arrangement to each piston which would result in a differently sized flow restriction effect in the reverse flow. This can be achieved through two combined valves which allow flow in opposite directions with differing flow resistances, or through one or several flow restricting valves with different flow resistances for reverse flow.

In configuring the invention, damping may also be influenced depending on the relative velocity of the piston in relation to the cylinder of the piston-cylinder unit. There, for instance, according to the invention, decreasing sway damping is possible through an increase in relative velocity between cylinder and piston, while characteristic performance lines in the cross-over connection as provided in the valve arrangement are progressive in the individual valves. This means that the flow restriction of the valves increases with increased volume flow. With additional valve systems for the pistons with valves located inside the pistons, it is further possible to achieve decreasing sway damping with increasing relative velocity of the cylinders relative to the pistons, if the decreasing characteristic performance lines assigned to the valve systems concerning their flow values run regressively to the momentary volume flow.

Through corresponding alternate tuning of the piston-cylinder units, individual damping characteristics may be realized for different vehicles through changing the free cross sections of the first and the second work chambers in their relation to each other, which results in variable effects from their interactions. The simplest way to achieve this is through a change in the piston rod diameter, which leads to the momentary damping effects being greater the bigger the diameter of the piston diameter is in relation to the rod diameter.

Further details and characteristics of the invention are given in the claims. Also, the invention is described further below by means of the drawings.

Illustrated are:

Fig. 1 a schematic view of a vehicle in lengthwise direction in which independently suspended wheel assemblies and the corresponding axle are supported through piston-cylinder units in addition to compression springs, which are not shown here,

[Page 3 column 3]

Fig. 2 an separate illustration of piston-cylinder units belonging to the wheels of an axle with working chambers connected crosswise with one another,

[Page 3 column 3 contd.]

Fig. 3 an illustration which corresponds to **Fig. 2** which – in addition to the work chambers being connected cross-wise - shows the work chambers of each piston-cylinder unit being connected with each other through a valve system assigned to a piston.

Fig. 4 shows lines of flow value characteristic process for valve arrangements as planned for the cross-over connection of the piston-cylinder-units according to **Fig. 3**.

Fig. 5 shows lines of flow value characteristic process for valve systems as planned according to **Fig. 3** in the pistons of both piston-cylinder-units.

The (preferably) multi axle vehicle 1 shown in lengthwise view in **Fig. 1** illustrates a configuration 2 which is shown in connection with an axle 3 with two independently suspended wheels 4, 5 located on opposite sides of the vehicle, each on a swing arm 6, 7 in the lengthwise direction configuration 2. They are supported on springs (not shown here) as well as piston-cylinder units 8, 9 which are configured as hydraulic dampers in arrangement 2. Because the simplified schematic illustration is quite adequate, a more detailed illustration is dispensed with.

Fig. 2 limits itself to an isolated illustration of piston-cylinder-units 8, 9 according to **Fig. 1**. Piston-cylinder-units 8, 9 are connected cross-wise in respect to their work chambers 10, 11 and 12, 13, which is indicated schematically by cross-over lines 14, 15. Work chambers 10, 11 are separated from each other by piston 16 whose piston rod 17 extends upward through cylinder 18 in the direction of arrangement 2. Piston-cylinder-unit 9 is configured similarly, consisting of piston 19, piston rod 20, and cylinder 21.

In the schematic according to **Fig. 1**, cylinders 18, 21 are shown as double wall units and include equalizing volumes 22, 23; however, the equalizing volume could be configured differently. This equalizing volume 22, 23 is necessary since the work chambers 10, 11, and 12 due to piston rods 17, 20 running only on one side of the piston, have differing cross section surfaces, which requires a corresponding equalization volume in order to move pistons 16, 19 against cylinders 18, 21, which are guided by swing arms 6, 7. In the following explanation, work chambers 10, 12 which contain piston rods 17, 20 on the chassis side, shall be designated as first work chambers, while the opposing work chambers which are separated by pistons 16, 19 shall be designated as second work chambers. Through valve connections each designated as 24, 25, each of the second work chambers 11, 13 are connected at their bottom with equalizing volumes 22, 23.

Valve connections 24, 25 are shown symbolically in the configuration example by two valves each designated 26, 27, or 28, 29. They are designed to yield different flow resistances during reverse flow. As the symbolic illustrations indicate, valves 26, 28 are configured such that

[Page 3 column 4]

a relatively restriction free flow is possible from the momentary equalizing volumes 22, 23 to work chamber 11, 13, and a flow in the opposite direction is, however, prevented by configuring a check valve. Valves 27, 29 are designed to control flow and function as check valves in the opposite direction.

In lines 14, 15, which connect piston-cylinder-units 8, 9 cross-wise, a valve arrangement 30, 31 is provided, also symbolized by two valves each 32, 33, and 34, 35 generating the counter flow and flow pressure resistance. This is shown symbolically by a relatively larger free cross section in valves 32, 34 which results in only minimally restricted flow from either of the second work chambers 11, 13 and also work chambers 10, 12.

However, they block the passage in the opposite direction. Valves 33, 35 are designed to be choke or flow restricting valves. They block flow from first work chambers 10, 12 to second work chambers 13, 11 respectively, and they may be designed to also function as check valves.

The above basic arrangement described in Fig. 2 allows an effective suspending of the chassis to control sway, in which a derived sway support through the individual sway frequency of a magnitude of approximately 1 sec. is possible, without an additional pump arrangement which would require additional energy. In reference to Fig. 2, in an assumed right turn curve, the piston-cylinder-units 8 and 9 charge the left piston-cylinder-unit 8 cross wise with push and the right piston-cylinder-unit 9 with pull. The piston-cylinder unit 8 works in its push stage and the piston-cylinder-unit 9 in its pull stage.

Consequently, pressure is created in the second work chamber 11 of the piston-cylinder-unit 8 and in the first work chamber 12 of the piston-cylinder unit 9, and a higher pressure builds on the curve's outside diameter acting on piston-cylinder-unit 9, which is in its pull phase, through the largely unrestricted flow connection of line 14, therefore generating a force that works against tipping chassis 2 to the curve's outside diameter. In combination with a strong flow restricting action in the connection of the second work chamber 11 of piston-cylinder-unit 8 on the outside of the curve, with equalizing volume 22, which is generated by the flow restricter 27, will result not only in a corresponding high pressure to work chamber 11, thus providing the required dynamic sway support, but sway support is also maintained for some time by an appropriate pressure build-up regardless of the flow restricting connection to equalizing volume 22. Since a displaced volume is moved through line 14 to work chamber 2 from work chamber 1, with the piston-cylinder-unit 9 in a pull phase, a greater volume flow builds during a sway movement at flow restricter 27 than for instance with a one sided spring movement resulting in a greater damping and higher stabilizing force build-up during sway movements, especially since in one-sided spring movements the flow restricting valves 27 and 29 of both piston cylinder-units 8 and 9 become charged as a result of the cross over switching.

[Page 4 column 5]

In order to generate an optimum loss free flow-through in the cross-over connection consisting of lines 14 and 15 as well as valve arrangements 31 and 33, line diameters 14

and 15 and the cross over flow diameters of valve arrangements 30 and 31, which are dictated by valves 32 and 34 regarding flow direction towards first work chambers 10, 12, have been designed as large as possible. This results in a line diameter of 10mm for a medium size passenger car, corresponding to a diameter 3 to 4 times larger of pistons 16, 19.

In a configuration such as in Fig. 3 which, compared to the configuration in Fig. 2, has been expanded by placing valve systems 36, 37 in pistons 16, 19, identical part designations are used for same parts. In addition, the basic functions are as those described in Fig. 2.

In the symbolic representation, valve systems 36 and 37 consist of two valves each, namely valves 38 and 39 for valve arrangement 36, and valves 40 and 41 for valve arrangement 37. Valves 38 and 40 are, therefore, open in the direction of the cross flow from each of the second work chambers 11 or 13 to each of the first work chambers 10 or 12. They are preferably configured as check valves which act toward the opposite direction, while valves 39 and 41 are open to flow from each of the first work chambers 10 or 12 in the direction of each of the second work chambers 11 or 13 and tend to block flow in the opposite direction. The system is designed in such a way that valves 39 and 41, which are open to flow in pull direction tend to restrict flow more strongly than valves 38 and 40, which are open to flow in the opposite direction, so that damping achieved in the pull direction is about three times stronger than damping achieved in the push direction.

Through additional use of valve systems 36 and 37, it is possible to affect the ratio of sway damping to same-side damping. Decreasing this ratio of sway damping to same-side damping under constant one-sided damping conditions is possible with a configuration according to Fig. 3 - versus Fig. 2 - with the additions of valve systems 36 and 37. The smaller the flow restricting effect of the valves in valve systems 36 and 37, the more the flow restricting effect of valve arrangement 30 and 31 has to be increased in order to achieve same-sided damping.

In addition, the synergism of valve systems 36 and 37 with valve arrangements 30 and 31 offers a possibility for sway damping depending on the relative velocity of pistons 16 or 19 toward cylinders 22, 23.

Fig. 4 illustrates the flow restricting values DW over volume flow VS for valves 32 and 34 by characteristic performance line 42; valves 33 and 34 are represented by characteristic performance line 43. Both these lines run progressively and, according to the basic design for least possible loss flow, DW for valves 30, 35 (characteristic line 43) is smaller than for valves 32, 34 (characteristic line 42).

In parallel, Fig. 5 shows DW over DS, with characteristic lines being designated 44 for valves 38 and 40, and "ir" for valves 39 and 41. According to the above explanations, the basic layout of the valves shown in characteristic performance lines 44 and 45 is such that valves 38 and 39 possess a smaller flow restricting value than valves 39 and 40.

If, however, decreasing sway damping is required with increasing relative velocity of pistons 16, 19 in relation to cylinders 22, 23, this can in principle be achieved, given a progressive nature of the flow restricting values DW for valves 32, 34, and 35 over volume flow VS, which is shown in characteristic performance lines 42 and 43. It can be achieved in connection with a regressive progress of flow restricting values over volume flow VS for valves 38, 40, and 39, 41 of valve systems 36, 37 as shown in Fig. 5 with characteristic performance lines 44 and 45 indicating such a regressive progress of flow restricting values DW over volume flow VS.

By reversing such an arrangement it is possible, in the framework of this invention, and given a regressive progress of the characteristic performance lines of flow restricting values DW of valve arrangements 30 and 31 and the progressive process of flow restricting values DW of valve systems 36 and 37, to progressively shape the sway damping with increasing relative velocity between piston 16 and 19 and cylinders 22 and 23.

Proceeding from a basic layout, configurations become possible with this invention which provide good dynamic sway support accommodating safety as well as comfort aspects suitable for specific vehicle concepts and their suspension layout. In this context it may be sufficient to merely provide one of the vehicle axles with a wheel support according to this invention, or for multiple axles to accommodate vehicle concepts and/or their suspension layouts by configuring an appropriate damping layout which may be this or different design for one or more axles of a vehicle yielding different damping characteristics.

The invention furnishes an opportunity to integrate a very efficient, effective and comfortable sway support system with minimal manufacturing requirements and, most importantly, without additional energy requirements.

On the manufacturing side, a wheel suspension according to this invention can be constructed mainly by using existing piston-cylinder units of the two-tube-damping type. In an extension of the invention, the solution this invention describes can be further developed into an active system in which the cross-over connecting lines are additionally connected with one another, and to which a reversible pump is added in such a way that the medium taken from the work chambers connected by one line is ducted to the work chambers connected by the other line. To secure the necessary equalization in a circuit for this kind of a system in which the cross connection is blocked when the pump is not working, and that operates as described in the figures, an additional connection is provided between the equalization volumes of both piston-cylinder units which are connected to one another via the cross-over connection. In order to avoid losses in the flow restriction system as far as possible in such an extension of the original invention, it will be necessary to provide pressure to the side between valve arrangement and the corresponding second work chamber, as well as suction on the suction side between the valve arrangements and the corresponding first work chamber. This will result in a largely unrestricted flow to both work chambers belonging to the lines of the cross-over connection during the pull or push phase.

This can be achieved in a simple way by adding a branched connection line between the pump and each cross-over line connection and by integrating a reversing valve into the connecting line in a system with a reversible pump that reverses flow and, at the same time, reverses the function of pressure and suction connections.

Patent claims

Wheel suspension for motor vehicles with at least two wheels located opposite each other on opposite sides of the vehicle, and on one axle, whose suspension toward the vehicle chassis is provided by a damping element, which in turn is a piston-cylinder unit with two work chambers separated by a piston and suspended on one end by a piston rod which is part of the piston, and on the other end by a mounting bracket which is part of the cylinder; with work chambers of both piston-cylinder units that are cross-wise connected and have an equalizing volume for each second work chamber located opposite the corresponding first work chamber on the piston rod side, **thereby characterized** that - given a practically loss-free flow through the cross-over connection (lines 14, 15) between work chambers (11, 13; 11, 12) from the second work chambers (11, 13) each to the first work chambers (10, 12) and the corresponding equalizing volume (22, 23) - directional valves (valve connection 24, 25) are provided. Reacting to the sway movement of the vehicle (1), these valves restrict flow in the direction of the equalizing volume when piston-cylinder-units (8 or 9) are in the pressure phase (piston retracts), and they are pressurized by the volume flow from the pressure in the second work chamber (11 or 13) of piston-cylinder-unit (8 or 9) during the pressure stage, as well as from the pressurizing of the first work chamber (12 or 10) of the other piston-cylinder-unit (9 or 8) in its pull phase (piston extends).

2. Wheel suspension according to claim 1, **thereby characterized** that the piston rods (17, 20) extend upward from the cylinders (18, 21) toward the chassis (2).

3. Wheel suspension according to claim 1 or 2, **thereby characterized** that directional valves (26, 28) provide virtually loss-free flow between each second work chamber (11, 13) and equalizing volume (22, 23) toward the second work chamber (11, 13).

4. Wheel suspension according to claim 3, **thereby characterized** that a virtually loss free valve (26, 28) is supplied from the equalizing volume (22, 23) in the direction toward the second work chamber (11, 13) which is configured as a check valve that blocks flow in the reverse direction.

5. Wheel suspension according to one of the above claims, **thereby characterized** that one valve arrangement (30, 31) is provided in the cross-over connections (lines 14, 15) between the different work chambers (10, 13 or 11, 12) assigned to different piston-cylinder units (8 and 9). This valve arrangement (30, 31) reduces flow with regard to the pull stage of one piston-cylinder-unit (8 or 9) when flow is directed from the first work chambers (11 or 13) of this piston-cylinder-unit (8 or 9) towards the second work chambers (12 or 10) of the second piston-cylinder unit (9 or 8).

[Page 5 column 8]

6. Wheel suspension according to claim 5, **thereby characterized** that valve arrangement (30, 31) includes a valve that provides virtually loss-free flow-through, and, especially important, is a valve that blocks flow in the reverse direction; and more specifically, is a check valve – given that in regard to the pressure phase of a piston-cylinder-unit (8, 9) there is through-flow from either second work chamber (11 or 13) of this piston-cylinder-
[Page 5 column 8 cont.]

unit (8 or 9) in the direction of the respective second work chamber (12 or 10) of the other piston-cylinder-unit (9 or 8).

7. Wheel suspension according to one of the above claims, **thereby characterized** that a valve system (36 or 37) with variable flow reduction for reverse flow is assigned to piston (16 or 19) of a piston-cylinder-unit (8 or 9).

8. Wheel suspension according to claim 7, **thereby characterized** that the valve system (36 or 37) works as a flow restricter in the pull phase of a piston-cylinder-unit (8 or 9) when through-flow goes from the first work chamber (10 or 12) to the second work chamber (11 or 13).

9. Wheel suspension according to claim 7 or 8, **thereby characterized** that the valve system (36 or 37) has a smaller flow resistance in the push phase of a piston-cylinder-unit (8 or 9) with flow going from the second work chamber (11 or 13) in the direction of the first work chamber (19 or 12), than in the pull phase at reverse flow.

10. Wheel suspension according to claim 9, **thereby characterized** that the valve system (37 or 37) in the push phase provides virtually unrestricted flow,

11. Wheel suspension according to claims 7 to 10, **thereby characterized** that the valve system (36 or 37) includes at least two valves (38, 39 or 40, 41).

12. Wheel suspension according to claim 11, **thereby characterized** that from both the valves (38, 39 or 40, 41) of the valve system (36 or 37) one valve (38 or 40) allows flow only in the direction of the first work chamber (10 or 12).

13. Wheel suspension according to claim 11 or 12, **thereby characterized** that one (39 or 41) of the two valves (38, 39 or 40, 41) of valve system (36 or 37) is configured as a flow restricting choke in the direction toward the second work chamber (11 or 13).

14. Wheel suspension according to claim 13, **thereby characterized** that valve (39 or 41) located in the direction of the second work chamber (11 or 13) allows flow in one direction and blocks flow in the opposite direction.

15. Wheel suspension according to claims 7 to 14, **thereby characterized** that the valve system (36 or 37) and/or the valve arrangement (30 or 31) shows a flow restricting value which depends on the direction and the size of the volume stream.

16 Wheel suspension according to claim 15, **thereby characterized** that valves (38, 39 or 40, 41) of valve system (36 or 37) show a degressively proceeding flow restricting value with increasing volume flow.

17. Wheel suspension according to one of the above claims, **thereby characterized** that the valves (32, 33 or 34, 35) of the valve arrangement (30 or 31) show a progressive flow restricting value with increasing volume flow.
18. Wheel suspension according to one of the above claims, **thereby characterized** that the ratio between sway damping and same-side damping is adjustable by tuning the flow restricting values of the valves of valve system (36 or 37) and valve arrangement (30 or 31)
19. Wheel suspension according to one of the above claims, **thereby characterized** that the sway damping is adjustable depending on the relative velocity of the piston-cylinder-units (8 or 9).
20. Wheel suspension according to claim 19, **thereby characterized** that a regressive sway damping is adjustable with increasing relative velocity between piston (16 or 19) and cylinder (18 or 21) of a piston-cylinder unit (8 or 9) because of the fact that with an increasing volume flow (VS) the valves of the valve arrangement (30 or 31) located in the cross-over connection show a progressively running choke value (DW) over the volume flow (VS) and the valves of the valve system (36 or 37) show a regressive flow restricting value (DW).
21. Wheel suspension according to claim 18, **thereby characterized** that the ratio between sway damping and same-side damping at constant bilateral damping is adjustable because a decreasing flow restricting value (DW) of the valve system (36 or 37) leads to an increase in the flow restricting values (DW) of valve arrangement (30 or 31) located in the cross-over connection.